

УДАЛЕНО

2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТЕЙ И КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ НА ВАЛАХ

Частота вращения каждого вала:

$$n_T = n_{\text{ВЫХ}} = 133,76 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_6 = n_{\text{АС}} = 2920 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{ПР}} = n_T \cdot U_{\text{Ч}} = 1334,6 \text{ мин}^{-1}.$$

Мощность на каждом валу:

$$P_6 = P_{\text{ЭД.Р.}} \cdot \eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{ПОД}} = 7,19 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 6,98 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{ПР}} = P_6 \cdot \eta_{\text{ЗП}} \cdot \eta_{\text{ПОД}} = 6,98 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 6,77 \text{ кВт};$$

$$P_T = P_{\text{ПР}} \cdot \eta_{\text{ЧП}} \cdot \eta_{\text{ПОД}} = 6,98 \cdot 0,8 \cdot 0,99 = 5,36 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{ВЫХ}} = P_T \cdot \eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{ПОД}} = 5,36 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 5,25 \text{ кВт}.$$

Крутящий момент на каждом валу:

$$T_6 = 9550 \cdot P_6 / n_6 = 9550 \cdot \frac{6,98}{2920} = 22,83 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{\text{ПР}} = 9550 \cdot P_{\text{ПР}} / n_{\text{ПР}} = 9550 \cdot \frac{6,77}{1337,6} = 48,34 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_T = 9550 \cdot P_T / n_T = 9550 \cdot \frac{5,36}{133,7} = 382,69 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{\text{ВЫХ}} = 9550 \cdot P_{\text{ВЫХ}} / n_{\text{ВЫХ}} = 9550 \cdot \frac{5,25}{133,76} = 374,83 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Сводим параметры кинематического расчета в таблицу:

Таблица 1. Параметры кинематического расчета

	Р, кВт	п, об/мин	Т, Н·м
Быстроходный вал	6,98	2920	22,83
Промежуточный вал	6,77	1337,6	48,34
Тихоходный вал	5,36	133,76	282,69

Выходной вал	5,25	133,76	374,83
--------------	------	--------	--------

УДАЛЕНО

3 РАСЧЁТ ПЕРЕДАЧ

Исходные данные:

Срок службы закрытых передач $L_h = 7$ лет;

Коэффициент использования в течение года $K_{гоа} = 0,85$;

Коэффициент использования в течение суток $K_{сут} = 0,35$;



Рисунок 3.1 - Циклограмма нагружения

3.1 Расчет цилиндрической косозубой передачи редуктора

3.1.1 Расчёт основных параметров и межосевого расстояния зубчатой передачи

Выбор материала зубчатых колес:

С целью понижения габаритов передачи, получения высокой изгибной и контактной выносливости зубьев выбираем для шестерни и колеса материал сталь 40ХН. Механические характеристики сердцевины – $\sigma_B = 1600 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 1400 \text{ МПа}$ [1, табл.8.8]. Термообработка шестерни – закалка с нагревом ТВЧ до твердости 48...53HR_C (расчетное значение 53HR_C), термообработка колеса - улучшение до твердости 270...300НВ (расчетное значение 300НВ).

Определение базового числа циклов:

Для шестерни $N_{H \text{ limШ}} = 130 \cdot 10^6$ циклов, [1, с.44, рис.4.1.1];

Для колеса $N_{H \text{ limК}} = 30 \cdot 10^6$ циклов, [1, с.44, рис.4.1.1].

Определение эквивалентного числа циклов:

Эквивалентное число циклов перемены напряжений при расчете на контактную прочность:

$$N_{HEш(\kappa)} = 60 \cdot L_H \cdot n_{ш(\kappa)} \cdot c \cdot K_{HE}, \quad (3.1)$$

где $L_H = L_h \cdot 365 \cdot k_{год} \cdot 8 \cdot k_{сут} \cdot c$ – продолжительность работы передачи, час;
 $c = 1$ - число зацеплений зуба; [1, с.44, рис.4.1.3].

$K_{HE} = 0,063$ - коэффициент приведения переменного режима нагрузки к постоянному эквивалентному режиму. [1, табл.4.1.3].

$$L_H = 7 \cdot 365 \cdot 1 \cdot 8 \cdot 0,35 \cdot 0,85 = 6080,9 \text{ ч.}$$

$$N_{HEш} = 60 \cdot 6080,9 \cdot 2920 \cdot 1 \cdot 0,063 = 6,8 \cdot 10^7$$

$$N_{HE\kappa} = 60 \cdot 6080,9 \cdot 1337,6 \cdot 1 \cdot 0,063 = 3,1 \cdot 10^7$$

Коэффициент долговечности:

$$Z_{Nш(\kappa)} = (N_{Hlimш(\kappa)} / N_{HEш(\kappa)})^{1/q_h} \quad (3.2)$$

$q_h = 6$, - показатель степени кривой усталости. [1, с.43].

$$Z_{Nш} = (130 \cdot 10^6 / 6,8 \cdot 10^7)^{1/6} = 1,11;$$

$$Z_{N\kappa} = (30 \cdot 10^6 / 3,1 \cdot 10^7)^{1/6} = 1.$$

Предел контактной выносливости:

$$\sigma_{Hlimш} = 17HR_C + 200 = 17 \cdot 53 + 200 = 1101 \text{ МПа}, [1, табл.4.1.5];$$

$$\sigma_{Hlim\kappa} = 2HB + 70 = 2 \cdot 300 + 70 = 670 \text{ МПа}, [1, табл.4.1.5].$$

Допускаемые контактные напряжения:

$$\sigma_{Hш(\kappa)} = 0,9 \cdot \sigma_{Hlimш(\kappa)} \cdot Z_{Nш(\kappa)} / S_{Hш(\kappa)}, \quad (3.3)$$

где $S_{Hш(\kappa)} = 1,2$ - коэффициент запаса прочности [1, п.2.3];

$$\sigma_{Hш} = 0,9 \cdot 1101 \cdot 1,11 / 1,2 = 916,58 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H\kappa} = 0,9 \cdot 670 \cdot 1 / 1,2 = 502,5 \text{ МПа}.$$

Расчётные допускаемые контактные напряжения:

$$\sigma_{HPa)} = \sigma_{Hш(\kappa) min}. \quad (3.4)$$

$$\sigma_{HPa)} = \sigma_{H\kappa} = 502,5 \text{ МПа}.$$

УДАЛЕНО

8.1 Расчёт быстроходного вала

Исходные данные:

$$\begin{aligned}F_{t2} &= 3826,9 \text{ Н}; \\F_{r2} &= 1392,88 \text{ Н}; \\F_{a2} &= 954,15 \text{ Н}; \\d_w &= 140 \text{ мм}; \\T &= 282,69 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\L_1 &= 78 \text{ мм}; \\L_2 &= 78 \text{ мм}; \\L_3 &= 92 \text{ мм}; \\F_M &= 1943,82 \text{ Н}.\end{aligned}$$

Определяем реакции опор R_{AY} и R_{CY} валов из уравнений равновесия.
YOZ:

Крутящий момент в точке А равен:

$$\sum M_A = 0;$$

$$F_{r2} \cdot L_1 - F_M \cdot (L_1 + L_2 + L_3) + R_{CY} \cdot (L_1 + L_2) - F_a \cdot 0,05 \cdot d_w = 0; \quad (8.15)$$

Из уравнения (8.15) находим реакцию R_{CY} :

$$R_{CY} = \frac{-F_{r2} \cdot L_1 + F_M \cdot (L_1 + L_2 + L_3) + F_a \cdot 0,05 \cdot d_w}{(L_1 + L_2)} = \frac{-1392,88 \cdot 78 + 1943,82 \cdot 248 + 954,15 \cdot 70}{156} = 3005,27 \text{ Н}$$

Крутящий момент в точке С равен:

$$\sum M_C = 0;$$

$$-F_M \cdot L_3 + R_{AY} \cdot (L_1 + L_2) + F_{r2} \cdot L_2 + F_a \cdot 0,05 \cdot d_w = 0; \quad (8.16)$$

Из уравнения (8.16) находим реакцию R_{AY} :

$$R_{AY} = \frac{-F_{r2} \cdot L_2 + F_M \cdot L_3 - F_a \cdot 0,05 \cdot d_w}{(L_1 + L_2)} = \frac{-1392,88 \cdot 78 + 1943,82 \cdot 92 - 954,15 \cdot 70}{156} = -2454,33 \text{ Н}$$

Проверка:

$$\sum Y = 0: R_{AY} + R_{CY} + F_{r2} - F_M = 0$$

$$-2454,33 + 3005,27 + 1392,88 - 1943,82 = 0.$$

Определяем реакции опор R_{AX} и R_{CX} валов из уравнений равновесия.
XOZ:

Крутящий момент в точке А равен:

$$\sum M_A = 0;$$

$$-F_{t2} \cdot L_1 + R_{CX} \cdot (L_1 + L_2) = 0; \quad (8.17)$$

Из уравнения (8.17) находим реакцию R_{CX} :

$$R_{CX} = \frac{F_{t2} \cdot L_1}{(L_1 + L_2)} = \frac{3826,9 \cdot 78}{156} = 1913,45 \text{ Н}$$

Крутящий момент в точке С равен:

$$\sum M_C = 0;$$

$$-F_{t2} \cdot L_2 + R_{AX} \cdot (L_1 + L_2) = 0; \quad (8.18)$$

Из уравнения (8.18) находим реакцию R_{AX} :

$$R_{AX} = \frac{F_{t2} \cdot L_2}{(L_1 + L_2)} = \frac{3826,9 \cdot 78}{156} = 1913,45 \text{ Н}$$

Проверка:

$$\sum X = 0: R_{AX} - F_{t2} + R_{CX} = 0$$

$$1913,45 - 3826,9 + 1913,45 = 0.$$

Определяем полные поперечные реакции R_A и R_C в опорах А и С:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{1913,45^2 + 2454,33^2} = 3112,08 \text{ Н};$$

$$R_C = \sqrt{R_{CX}^2 + R_{CY}^2} = \sqrt{1913,45^2 + 3005,27^2} = 3562,72 \text{ Н}.$$

Определяем изгибающие моменты в характерных точках вала и строим эпюры изгибающих моментов M_{uy} (рисунок 8.3) в плоскости YOZ:

УДАЛЕНО